

In re the Application of: **Hideo FURUKAWA, et al.**

Serial No.: **09/805,180**

Group Art Unit: **3745**

Filed: **March 14, 2001**



For: **DIESEL ENGINE WITH SUPERCHARGER**

**RECEIVED**

**CLAIM FOR PRIORITY UNDER 35 U.S.C. 119**

**JUN 4 - 2001**

**TECHNOLOGY CENTER R3700**

Commissioner for Patents  
Washington, D.C. 20231

Date: May 31, 2001

Sir:

The benefit of the filing dates of the following prior foreign applications is hereby requested for the above-identified application, and the priority provided in 35 U.S.C. 119 is hereby claimed:

**JAPANESE APPLICATION NO. 2000-087618, Filed March 27, 2000**

**JAPANESE APPLICATION NO. 2001-015367, Filed January 24, 2001**

In support of these claims, the requisite certified copies of said original foreign applications are filed herewith.

It is requested that the file of these applications be marked to indicate that the applicants have complied with the requirements of 35 U.S.C. 119 and that the Patent and Trademark Office kindly acknowledge receipt of said documents. In the event that any fees are due in connection with this paper, please charge our Deposit Account No. 01-2340.

Respectfully submitted,

**ARMSTRONG, WESTERMAN, HATTORI,  
McLELAND & NAUGHTON, LLP**

A handwritten signature in cursive script, appearing to read "Mel R. Quintos".

Mel R. Quintos  
Attorney for Applicants  
Reg. No. 31,898

Atty. Docket No. 010216  
1725 K Street, N.W., Suite 1000  
Washington, DC 20006  
Tel: (202) 659-2930  
Fax: (202) 887-0357  
MRQ/ll

#3

# 日本国特許庁

PATENT OFFICE  
JAPANESE GOVERNMENT

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出願年月日  
Date of Application:

2000年 3月27日

RECEIVED

出願番号  
Application Number:

特願2000-087618

JUN 4 - 2001

TECHNOLOGY CENTER R3700

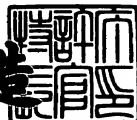
出願人  
Applicant(s):

株式会社小松製作所

2001年 1月26日

特許庁長官  
Commissioner,  
Patent Office

及川耕造



出証番号 出証特2001-3000833

【書類名】 特許願

【整理番号】 E000003

【提出日】 平成12年 3月27日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 F02B 29/04

【発明者】

    【住所又は居所】 栃木県小山市横倉新田 4 0 0

    【氏名】 古川 秀雄

【特許出願人】

    【識別番号】 000001236

    【氏名又は名称】 株式会社小松製作所

    【代表者】 安崎 暁

【手数料の表示】

    【予納台帳番号】 065629

    【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

    【物件名】 明細書 1

    【物件名】 図面 1

    【物件名】 要約書 1

【ブルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 過給機付きディーゼルエンジン

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 過給機(1)を備えて外気(A1)を吸気し加圧してシリンダ内に過給すると共に、過給機出口からシリンダ入口までの過給気路内に熱交換器を備えて過給機出口からの過給気を冷却する過給機付きディーゼルエンジンにおいて、熱交換器は、

第 1 熱交換媒体を受けて過給機出口からの過給気と熱交換する第 1 熱交換器(2a)と、

第 1 熱交換媒体よりも高い温度の第 2 熱交換媒体を受けて第 1 熱交換器出口からの過給気と熱交換する第 2 熱交換器(2b)と

を備えたハイブリッド式熱交換器(2)であることを特徴する過給機付きディーゼルエンジン。

【請求項 2】 使用する燃料は水エマルジョン燃料である請求項 1 記載の過給機付きディーゼルエンジン。

【請求項 3】 エンジンは冷却水を用いた水冷式エンジンであり、第 1 熱交換媒体は外気であり、かつ第 2 熱交換媒体はエンジンの冷却水である請求項 1 又は 2 記載の過給機付きディーゼルエンジン。

【請求項 4】 第 2 熱交換器出口からシリンダ入口までの間にその間の過給気温度を検出する温度センサ(5)を有すると共に、温度センサ(5)からの検出温度に応じて第 2 熱交換器(2b)における第 2 熱交換媒体の受け量を制御する制御手段(6,7)を有する請求項 1～3 のいずれかに記載の過給機付きディーゼルエンジン。

【請求項 5】 過給機(1)を備えて外気(A1)を吸気し加圧してシリンダ内に過給すると共に、過給機出口からシリンダ入口までの過給気路内に熱交換器を備えて過給機出口からの過給気を冷却する過給機付きディーゼルエンジンにおいて、使用する燃料は軽油よりも着火性の劣る燃料であり、かつシリンダの吸気温度を所定値に維持する手段(5～7)を有することを特徴とする過給機付きディーゼルエンジン。

## 【発明の詳細な説明】

【0001】

## 【発明の属する技術分野】

本発明は、過給機付きディーゼルエンジンに関する。

【0002】

## 【従来の技術】

過給機付きディーゼルエンジンは、過給機出口からシリンダ入口までの過給気路内に熱交換器を備え、過給機によって高められた圧力と温度とでなる過給気を冷却するのが普通である。

【0003】

熱交換器としては、外気を熱交換媒体とする空冷式熱交換器、又は水冷式エンジンではその冷却水を熱交換媒体とする水冷式熱交換器が一般的である。

【0004】

尚、特開昭57-35116号公報、特公平3-4731号公報には「過給機出口からシリンダ入口へ向けて順に、上流側の水冷式熱交換器と、開閉自在弁付きバイパス過給気路を備えた下流側の空冷式熱交換器とを備えたハイブリッド式熱交換器」が開示されている。尚、後者は前者の改良であり、上流側の水冷式熱交換器を開閉自在弁と共に下流側の空冷式熱交換器のアップータンク内に格納し（構成）、アップータンクをバイパス過給気路と兼用させ（作用）、もってコンパクトな過給機付きディーゼルエンジンを提供している（効果）。

【0005】

## 【発明が解決しようとする課題】

ところが上記従来の構造では次の不都合があり、期待するほどエンジンのコンパクト化を図れない。

【0006】

(1) シリンダの吸気温度は、運転条件（大気温度、エンジン負荷）によって大幅に変化する。寒冷地、極寒地、冬季では、低温大気によってシリンダの吸気温度が過冷となり、例えばボッシュ式燃料噴射装置を用いたエンジンではエンジン出力が勝手に上昇する。また、シリンダ内で異常燃焼が生じ易く、安定したエ

ンジン運転を行い難い。一方、熱帯地、夏季では、高温大気によってシリンダ内圧が上昇し、エンジン構造部品の耐久性が損なわれる。そしてこれら不都合に加え、エンジン負荷変化に対するエンジン本体のヒートバランス問題がある。従って、空冷式熱交換器だけでは、当該熱交換器自体が大形化すると共に熱交換器系自体が大形化する。一方、水冷式熱交換器だけでは、多量の冷却水が必要となり、冷却用ラジエータ等の冷却系が大形化する。即ち、水冷式熱交換器又は空冷式熱交換器だけではエンジンのコンパクト化に不利である。

#### 【0007】

(2) また、エンジン定常回転時（これは、「エンジン始動後であり、かつ暖気運転完了後のエンジン回転時であって、ローアイドル、ハイアイドル、負荷の大小に無関係なエンジン回転時」とする、以下同じ）における外気温度、冷却水温度、過給機出口過給気温度は、「外気温度<冷却水温度<過給機出口過給気温度」の順に高い。即ち、上記従来のハイブリッド式熱交換器では、水冷式熱交換器を上流側に設けてあるため、エンジン冷却水が高温の過給気によって加熱されてしまう。従って、エンジン負荷変化によるエンジン本体のヒートバランス確保に多量の冷却水が必要となり、冷却水用ラジエータ等が大形化し、冷却系が大形化する。つまり、上記従来のハイブリッド式熱交換器でも、期待するほどのエンジンのコンパクト化は得られない。

#### 【0008】

(3) ところでディーゼル燃料は、普通は、軽油だが、通常の圧縮比で軽油よりも着火性の劣る、例えば、A重油、廃プラスチック油燃料、水エマルジョン燃料（燃料と水とを混合し乳化させたもの）等）を用いることがある。そして水エマルジョン燃料で例示すれば、これはディーゼルエンジンから排出される窒素酸化物、黒鉛等の有害物質を低減させる効果のあることが公知であるものの、同燃料中の水の量を増やしてゆくと、3種のエンジンの実測成績である図6に示すように、シリンダの吸気温度が低いとき（寒冷地、極寒地、冬季、さらには軽負荷時等）、前記不都合（「シリンダ内で異常燃焼が生じ易く、安定したエンジン運転を行い難い」）が促進される。これは、エンジン圧縮工程中に噴射される水エ

マルジョン燃料中の水が蒸発し、その潜熱によってシリンダ内の温度が低下し、これにより水エマルジョン燃料の着火・燃焼（つまり、エンジン性能）が阻害されるからである。

【0009】

本発明は、上記不都合に鑑み、エンジンのコンパクト化に寄与でき、また、通常の圧縮比で軽油よりも着火性の劣る燃料を用いてもエンジン性能に悪影響を与え難い過給機付きディーゼルエンジンを提供することを目的としている。

【0010】

【課題を解決するための手段、作用及び効果】

上記目的を達成するため本発明に係わる過給機付きディーゼルエンジンは、

第1に、過給機を備えて外気を吸気し加圧してシリンダ内に過給すると共に、過給機出口からシリンダ入口までの過給気路内に熱交換器を備えて過給機出口からの過給気を冷却する過給機付きディーゼルエンジンにおいて、熱交換器は、第1熱交換媒体を受けて過給機出口からの過給気と熱交換する第1熱交換器と、第1熱交換媒体よりも高い温度の第2熱交換媒体を受けて第1熱交換器出口からの過給気と熱交換する第2熱交換器とを備えたハイブリッド式熱交換器であることを特徴する。

第2に、上記第1の過給機付きディーゼルエンジンにおいて、使用する燃料は水エマルジョン燃料でもよい。

第3に、第1又は第2の過給機付きディーゼルエンジンにおいて、エンジンは冷却水を用いた水冷式エンジンであり、第1熱交換媒体は外気であり、かつ第2熱交換媒体は冷却水であるとしてもよい。

第4に、上記第1、第2又は第3の過給機付きディーゼルエンジンにおいて、第2熱交換器出口からシリンダ入口までの間にその間の過給気温度を検出する温度センサを有すると共に、温度センサからの検出温度に応じて第2熱交換器における第2熱交換媒体の受け量を制御する制御手段を有するようにしてもよい。

第5に、過給機を備えて外気を吸気し加圧してシリンダ内に過給すると共に、過給機出口からシリンダ入口までの過給気路内に熱交換器を備えて過給機出口からの過給気を冷却する過給機付きディーゼルエンジンにおいて、使用する燃料は

軽油よりも着火性の劣る燃料であり、かつシリンダの吸気温度を所定値に維持する手段を有することを特徴とする。

【0011】

上記第1～第5の各構成の作用効果を説明する。

(1) 熱交換媒体候補としては、外気、水道水（例えば、定置式ディーゼル発電機用エンジンの場合）、クーリングタワー冷却水（例えば、定置式ディーゼル発電機用エンジンの場合）、海水（例えば、船舶用エンジンの場合）、エンジン潤滑油、エンジン冷却水（水冷式エンジンの場合）等を例示できる。そこで、エンジン定常回転時での各候補を各温度の高低で2分すると、低温側の外気、水道水、クーリングタワー冷却水、海水と、高温側の潤滑油、冷却水となる。即ち、第1構成では、外気、水道水、クーリングタワー冷却水、海水が第1熱交換媒体に対応し、一方、潤滑油、冷却水が第2熱交換媒体に対応する。

そこで第1構成に基づき、ともかく第1熱交換媒体の候補である外気、水道水、クーリングタワー冷却水、海水によって高温の過給気を冷却すると、通常の設計によれば、冷却後の過給気温度は第2熱交換媒体の候補である潤滑油、冷却水よりも低温となる。即ち、第1熱交換器において冷却された過給気は、そののち第2熱交換器において第2熱交換媒体の候補である潤滑油、冷却水によって加熱されることになる。そしてこの冷却水温度は大きく変動しない。それ故、シリンダの吸気温度は外気温度及びエンジン負荷に係わらず、潤滑油、冷却水の温度以下又はその近傍温度の狭い領域内に収束するようになる。しかもこのとき、第2熱交換器は潤滑油、冷却水に対するクーラとして作用している。従って、エンジン負荷変化に対するヒートバランス資源である潤滑油系、冷却水系がコンパクト化する。即ち、エンジン自体のコンパクト化に大きく寄与する。

尚、仮に、第1熱交換器による冷却後の過給気温度が潤滑油、冷却水よりも高くなる場合であっても、第2熱交換媒体の候補である潤滑油、冷却水が過給気を再度冷却する。このとき、第2熱交換器は潤滑油、冷却水に対するヒータとして作用するものの、その熱交換量は僅かであるのが普通である。即ち、このときも、エンジン負荷変化へのエンジン本体の基本的ヒートバランスに大きな悪影響を与えることがなく、従って、潤滑油系、冷却水系のコンパクト化、即ち、エ



ンジン自体のコンパクト化に支障を来さない。

即ち、第1構成によれば、高効率の過給気冷却機構を備えた過給機付きディーゼルエンジンとなる。勿論、従来のハイブリッド式熱交換器のような「開閉自在弁付きバイパス過給気路」を備える必要もなく、その分も、過給気冷却機構は勿論のこと、エンジン自体のコンパクト化に寄与する。

(2) 第2構成は第1構成を引用するため、第1構成の上記作用効果「シリンダの吸気温度が、外気温度及びエンジン負荷に係わらず、潤滑油、冷却水の温度以下又はその近傍温度の狭い領域内に収束する」を有する。従って使用する燃料として水エマルジョン燃料を用いても、従って同燃料中の水の量が多くても、シリンダ内で異常燃焼が生じ難く、安定したエンジン運転を行える。即ち、エンジン性能に悪影響を与えることなく、エンジンから排出される窒素酸化物、黒鉛等の有害物質を低減させることができる。

(3) 第3構成における第1熱交換媒体なる外気と、第2熱交換媒体なる冷却水とは、第1構成の作用効果の説明中で述べた熱交換媒体候補中の選択例である。従って第3構成によれば、第1構成に基づく作用効果がそのまま得られる。

(4) 第1～第3構成によれば、第1構成の作用効果で述べた通り「シリンダの吸気温度は外気温度及びエンジン負荷に係わらず、潤滑油、冷却水の温度以下又はその近傍温度の狭い領域内に収束ようになる」が、この第4構成では、温度センサからの検出温度に応じて制御手段が第2熱交換器における第2熱交換媒体の受け量を制御する。従って、シリンダの吸気温度を第1～第3構成よりもさらに正確に、狭く、かつ自在範囲に収めることができる。

(5) 第5構成は、第2構成を引用する第4構成の上位概念化である（「水エマルジョン燃料」を「軽油よりも着火性の劣る燃料」とし、かつ「温度センサ及び制御手段」を「熱交換器からシリンダ入口までの間の過給気温度を所定値に維持する手段」とした）。従って第2、第4構成の作用効果で述べた各作用効果が得られる。

【 0 0 1 2 】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の好適な実施例を図面を参照し説明する。図1～図4は第1実施

例、図5は第2実施例を示す。

【0013】

エンジンは水冷式ディーゼルエンジンであり、第1実施例は、図1のブロック図に示す通り、過給機1で外気A1を吸気し加圧した過給気A2を、直列配置した第1熱交換器2aと第2熱交換器2bとを経てシリンダ内（図示せず）に過給する過給機1付き、かつハイブリッド式熱交換器（以下、単に「ハイブリッド式熱交2」とする）付きのエンジン3である。

【0014】

ハイブリッド式熱交換器2を構成する上流側の第1熱交換器2aは、外気A1を熱交換媒体とする空冷式熱交換器である（以下、単に「空冷式熱交換器2a」とする）。一方、下流側の第2熱交換器2bは、エンジン3本体の冷却水（図示せず）を熱交換媒体とする水冷式熱交換器である（以下、単に「水冷式熱交換器2b」とする）。

【0015】

第1実施例の作用効果を図2～図4を参照し説明する。図2～図4は、過給機1の入口吸気温度（0、10、20、30、40℃）をパラメータとした、過給機圧力比（横軸）と、各熱交換器2a、2b、2の出口過給気温度との関係グラフである。尚、図2の空冷式熱交換器2aの温度効率は約80%、図3の水冷式熱交換器2bの温度効率は約85%である。詳しくは次の通り。

【0016】

過給機1の使用域（圧力比で約1.1～2.3）での各熱交換器2a、2bの入口吸気温度が0、10、20、30又は40℃であるときの各熱交換器2a、2bの単体性能は、空冷式熱交換器2aではその出口過給気温度で、図2に示す通り、約6～66℃である（尚、熱交換媒体なる外気温度は、空冷式熱交換器2aがエンジン3近傍に位置するために過給機1への各入口吸気温度に5℃を加算した値に補正してある）。一方、水冷式熱交換器2bではその出口過給気温度で、図3に示す通り、約65～99℃である（尚、熱交換媒体なる冷却水温度は約75～90℃である）。ところが上記ハイブリッド式熱交換器2では、その出口過給気温度は、図4に示す通り、約58～84℃と狭い領域内に収

束している。即ち、シリンダの吸気温度が、外気温度及びエンジン負荷に係わらず、狭い領域内に収束している。しかも、過給気は、空冷式熱交換器 2 a（第 1 熱交換器 2 a）において外気（第 1 熱交換媒体）で冷却されるものの、水冷式熱交換器 2 b（第 2 熱交換器 2 b）において冷却水（第 2 熱交換媒体）で加熱される。言い換えれば、冷却水は水冷式熱交換器 2 b において冷却されるので、エンジン本体に対する冷却水によるヒートバランスを少ない冷却水で適切に行え、その分、エンジン自体がコンパクト化する。勿論、第 1 実施例は、従来のハイブリッド式熱交換器のような「開閉自在弁付きバイパス過給気路」を備えておらずその分、過給気冷却機構の本体は勿論のこと、エンジン自体がコンパクト化する。

## 【0017】

第 2 実施例は、図 5 のブロック図に示す通り。即ち、第 1 実施例において、水冷式熱交換器 2 b の出口からシリンダ入口までインテークマニホールド 4（過給気路の一部）内に過給気温度を検出する温度センサ 5 を設けてある。また、水冷式熱交換器 2 b への冷却水の出側通路（又は、入側通路でもよい）にソレノイド式流量制御弁 6 を設けてある。温度センサ 5 とソレノイド式流量制御弁 6 とはマイコン等である制御器 7 と接続してある。即ち、制御器 7 は、温度センサ 5 から検出温度が例えば約 80～90℃となるように、ソレノイド式流量制御弁 6 に対して大小自在の駆動電流 I を流し、流量制御弁を通る冷却水の流量を自在制御する。尚、約 80～90℃は制御器 7 に予め設定した値である。

## 【0018】

第 2 実施例の作用効果を説明する。第 2 実施例は第 1 実施例を基礎とするため、第 2 実施例もまた「シリンダの吸気温度が、外気温度及びエンジン負荷に係わらず、狭い領域内に収束する」との第 1 実施例の上記効果が得られる。ところが、第 2 実施例は制御器 7 によって温度センサ 5 からの検出温度が例えば約 80～90℃となるように、シリンダの吸気温度を自在制御するので、第 1 実施例よりもさらに狭い領域内で、かつ自在範囲でシリンダの吸気温度を調整できる。

## 【0019】

以下、他の実施例とその作用効果とを例示列挙する。

## 【0020】

(1) 第1、第2実施例では第1熱交換器2aの熱交換媒体を外気A1としたが、例えば定置式ディーゼル発電機用エンジンでは水道水、クーリングタワー冷却水でも構わない。また、例えば船舶用エンジンでは海水でも構わない。一方、第2熱交換器2bの熱交換媒体は、第1、第2実施例のエンジン冷却水でなく、エンジン潤滑油でも構わない。要するに、エンジン定常回転時において、過給気を冷却する第1熱交換媒体と、第1熱交換器2bからの過給気を加熱する第2熱交換媒体とであることが望ましい。このようにすると、上記において繰り返した通り、シリンダの吸気温度が外気温度及びエンジン負荷に係わらず第2熱交換媒体の温度以下又はその近傍温度の狭い領域内に収束する。

#### 【0021】

(2) 第1、第2実施例では使用する燃料について触れなかったが、第1、実施例によれば、シリンダの吸気温度を狭い範囲で好適に収束させることができ、また、第2実施例によれば、シリンダの吸気温度をさらに狭く、かつ自在範囲で収束させることができる。従って、扱い難い水エマルジョン燃料は元よりのこと、通常の圧縮比で軽油よりも着火性の劣る、例えばA重油、廃プラスチック油燃料等を用いても、シリンダ内で異常燃焼が生じ難く、安定したエンジン運転を行えるエンジンとなる。具体的には、使用する燃料が水エマルジョン燃料では、エンジン性能に悪影響を与えることなく、エンジンから排出される窒素酸化物、黒鉛等の有害物質を低減できる。

#### 【図面の簡単な説明】

##### 【図1】

第1実施例のブロック図である。

##### 【図2】

第1熱交換器の単体性能グラフである。

##### 【図3】

第2熱交換器の単体性能グラフである。

##### 【図4】

第1実施例のハイブリッド式熱交換器の性能グラフである。

##### 【図5】

第 2 実施例のブロック図である。

【図 6】

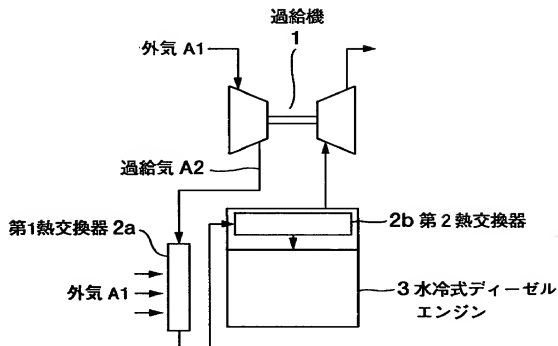
水エマルジョン燃料の特性グラフである。

【符号の説明】

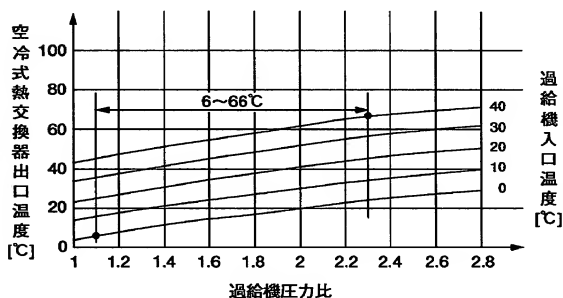
1 : 過給機、2 : 熱交換器、2 a : 第 1 熱交換器（空冷式熱交換器）、2 b : 第 2 熱交換器（水冷式熱交換器）、4 : インテークマニホールド、5 : 温度センサ、6 : ソレノイド式流量制御弁、7 : 制御器、A 1 : 外気。

【書類名】図面

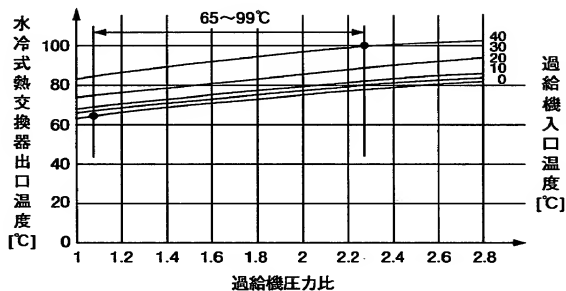
【図 1】第 1 実施例のブロック図



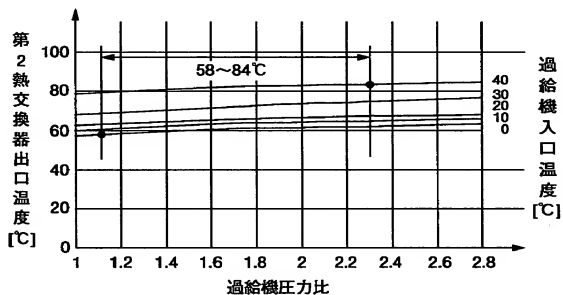
【図 2】第 1 熱交換器の単体性能グラフ



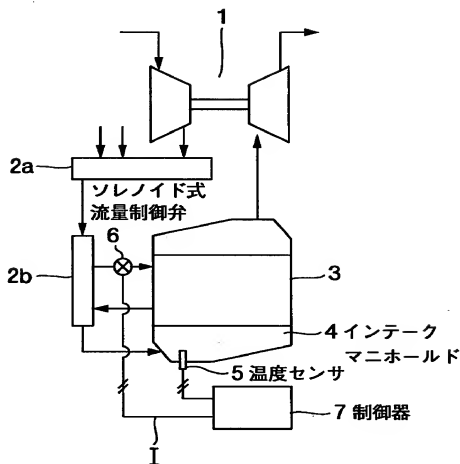
【図 3】第 2 熱交換器の単体性能グラフ



【図 4】第 1 実施例のハイブリッド式熱交換器の性能グラフ

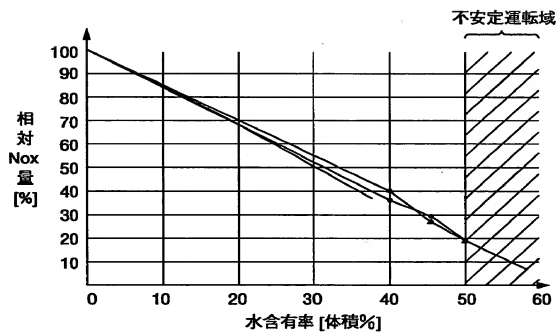


【図5】第2実施例のブロック図





【図6】水エマルジョン燃料の特性グラフ



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 エンジンのコンパクト化に寄与でき、また、通常の圧縮比で軽油よりも着火性の劣る燃料を用いてもエンジン性能に悪影響を与え難い過給機付きディーゼルエンジンを提供する。

【解決手段】 過給機(1)を備えて外気(A1)を吸気し加圧してシリンダ内に過給すると共に、過給機出口からシリンダ入口までの過給気路内に熱交換器を備えて過給機出口からの過給気を冷却する過給機付きディーゼルエンジンにおいて、熱交換器は、第1熱交換媒体を受けて過給機出口からの過給気と熱交換する第1熱交換器(2a)と、第1熱交換媒体よりも高い温度の第2熱交換媒体を受けて第1熱交換器出口からの過給気と熱交換する第2熱交換器(2b)とを備えたハイブリッド式熱交換器(2)である。

【選択図】 図1

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[000001236]

|          |                |
|----------|----------------|
| 1. 変更年月日 | 1990年 8月29日    |
| [変更理由]   | 新規登録           |
| 住 所      | 東京都港区赤坂二丁目3番6号 |
| 氏 名      | 株式会社小松製作所      |